

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Applicant: Kanjo ARIMATSU et al.
Title: ENGINE INTAKE APPARATUS
Appl. No.: Unassigned
Filing Date: 10/02/2003
Examiner: Unassigned
Art Unit: Unassigned

CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY

Commissioner for Patents
PO Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450

Sir:

The benefit of the filing date of the following prior foreign application filed in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed.

In support of this claim, filed herewith is a certified copy of said original foreign application:

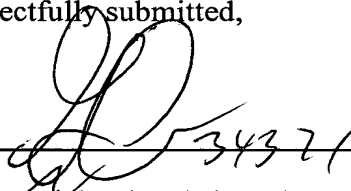
- JAPAN Patent Application No. 2002-290750 filed 10/03/2002.

Respectfully submitted,

Date October 2, 2003

FOLEY & LARDNER
Customer Number: 22428
Telephone: (202) 672-5414
Facsimile: (202) 672-5399

By


Richard L. Schwaab
Attorney for Applicant
Registration No. 25,479

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日 2 0 0 2 年 1 0 月 3 日
Date of Application:

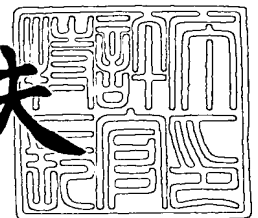
出 願 番 号 特 願 2 0 0 2 - 2 9 0 7 5 0
Application Number:
[ST. 10/C]: [J P 2 0 0 2 - 2 9 0 7 5 0]

出 願 人 日 産 自 動 車 株 式 有 限 公 司
Applicant(s):

2 0 0 3 年 7 月 2 5 日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今 井 康 夫



【書類名】 特許願
【整理番号】 NM02-00686
【提出日】 平成14年10月 3日
【あて先】 特許庁長官殿
【国際特許分類】 F02B 31/00
【発明者】

【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会
社内

【氏名】 有松 幹城

【発明者】

【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会
社内

【氏名】 酒井 太朗

【特許出願人】

【識別番号】 000003997

【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地

【氏名又は名称】 日産自動車株式会社

【代表者】 カルロス ゴーン

【代理人】

【識別番号】 100062199

【住所又は居所】 東京都中央区明石町 1 番 2 9 号 掖済会ビル 志賀内外
国特許事務所

【弁理士】

【氏名又は名称】 志賀 富士弥

【電話番号】 03-3545-2251

【選任した代理人】

【識別番号】 100096459

【弁理士】

【氏名又は名称】 橋本 剛

【選任した代理人】

【識別番号】 100086232

【弁理士】

【氏名又は名称】 小林 博通

【選任した代理人】

【識別番号】 100092613

【弁理士】

【氏名又は名称】 富岡 潔

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 010607

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9707561

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 内燃機関の吸気装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 内燃機関のシリンダに吸気ポートが接続され、かつこの吸気ポートの下流側の先端を吸気弁が開閉する内燃機関の吸気装置において、

上記吸気ポートをその断面で 2 つの領域に区画するように、吸気ポートの長手方向に沿って設けられた隔壁と、

この隔壁の上流端に近接して位置し、かつ上記隔壁により区画された一方の流路を開閉する吸気制御弁と、

上記隔壁により区画された 2 つの流路を上記吸気制御弁に近い位置で互いに連通させる連通路と、

を備えていることを特徴とする内燃機関の吸気装置。

【請求項 2】 上記連通路が、上記隔壁に開口形成されていることを特徴とする請求項 1 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 3】 上記連通路は、流路と直交する方向に沿って細長いスリット状に開口形成されていることを特徴とする請求項 2 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 4】 上記連通路は、上記吸気制御弁が一方の流路を遮蔽した閉位置において他方の流路に局部的に発生する低圧領域に対応する位置に開口形成されていることを特徴とする請求項 2 または 3 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 5】 上記吸気制御弁が一方の流路を遮蔽した閉位置において該吸気制御弁と隔壁上流端との間に間隙が設けられており、この間隙によって上記連通路が構成されることを特徴とする請求項 1 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 6】 上記吸気制御弁は、板状の弁体を支持する回転軸が、上記隔壁の延長線上に位置し、開位置では上記弁体が上記隔壁と直線状に連続することを特徴とする請求項 1 ～ 5 のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 7】 上記吸気制御弁が一方の流路を遮蔽した閉位置にあるときに、その弁体の一部が他方の流路側に突出していることを特徴とする請求項 1 ～ 6 のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 8】 他方の流路側に突出した弁体の先端縁に、下流側へ向かう折曲

部がさらに形成されていることを特徴とする請求項 7 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 9】 上記吸気制御弁は、板状の弁体を支持する回転軸が、上記隔壁の延長線上に位置し、開位置では上記弁体が上記隔壁と直線状に連続するように構成されているとともに、隔壁上流端と上記回転軸との間に、上記連通路を構成する間隙が設けられており、かつ上記弁体には、その開位置において上記間隙を狭めるように延長部が設けられ、一方の流路を遮蔽した閉位置においては、この延長部が他方の流路側に突出することを特徴とする請求項 1 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 10】 上記吸気制御弁は、板状の弁体の一端部を支持する回転軸が、一方の流路側の吸気ポート内壁面に沿って位置し、開位置において上記流路内に突出しないように弁体を収容する凹部が吸気ポート内壁面に形成されているとともに、一方の流路を遮蔽する閉位置において、弁体と隔壁上流端との間に、連通路となる間隙が設けられることを特徴とする請求項 1 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 11】 上記隔壁は、板状部材がシリンダヘッドに鋳込まれて構成されていることを特徴とする請求項 1 ～ 10 のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 12】 上記隔壁は、シリンダの上下方向を基準として、吸気ポートを上下に区画するように設けられ、上記吸気制御弁によって下側の流路が遮蔽されることを特徴とする請求項 1 ～ 11 のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 13】 上側の流路の通路断面積が下側の流路の通路断面積よりも大となるように隔壁の位置が設定されていることを特徴とする請求項 12 に記載の内燃機関の吸気装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

この発明は、シリンダに接続された吸気ポートを含む内燃機関の吸気装置、特に、シリンダ内のタンブルやスワール等のガス流動の強化を図った吸気装置の改

良に関する。

【0002】

【従来の技術】

例えば、火花点火式内燃機関における希薄混合気の安定した燃焼の実現のためには、タンブルもしくはスワールといったシリンダ内のガス流動が非常に重要であり、より広い運転領域でガス流動を強化できることが必要である。

【0003】

従来から知られているシリンダ内のガス流動を強化する方法の一つは、特許文献1に見られるように、吸気ポートの通路断面の一部を遮蔽する吸気制御弁を用い、吸気ポート内を流れる吸気流を吸気ポートの一方の側に片寄らせる方法である。例えば、タンブル生成のためには、吸気ポートの下側に吸気制御弁が配置され、吸気ポートの上側に片寄って吸気が流れることで、シリンダ内のタンブルが強化されることになる。

【0004】

また、ガス流動を強化する方法として、特許文献2に見られるように、吸気ポート内に、その長手方向に沿った隔壁を設けるとともに、この隔壁により区画された一方の流路を開閉弁により開閉するようにした構成が知られている。例えば、タンブル生成のためには、吸気ポート内を上下に仕切るように隔壁が設けられ、その下側の流路が開閉弁によって閉じられることになる。これにより、上側の流路のみを通してシリンダ内に吸気が流入するため、前述した例に比べて流速や指向性が高く得られ、一般に、タンブル比はより向上する。

【0005】

【特許文献1】

特開 2002-54535 号公報

【0006】

【特許文献2】

特開平 6-159079 号公報

【0007】

【発明が解決しようとする課題】

上記のような公知の方法は、いずれも、ガス流動強化時に、吸気ポートの通路断面積を、吸気制御弁等によって実質的に減少させることになり、ベースとなる吸気ポート断面積に対する有効な通路断面積の割合を「開口率」として定義すると、一般に、開口率が小さいほどガス流動が高く得られる。しかしながら、開口率を小とすると、通気抵抗は増大し、シリンダ内に吸入可能な吸気量が減少するので、吸気制御弁等を閉じてガス流動を強化することができる運転条件は、比較的狭い範囲に制限されてしまう。

【0008】

この発明は、開口率を過度に小さくすることなくシリンダ内のガス流動を強化することができる内燃機関の吸気装置を提供することを目的とする。

【0009】

【課題を解決するための手段】

この発明は、内燃機関のシリンダに吸気ポートが接続され、かつこの吸気ポートの下流側の先端を吸気弁が開閉する内燃機関の吸気装置を前提としており、上記吸気ポートをその断面で2つの領域に区画するように、吸気ポートの長手方向に沿って設けられた隔壁と、この隔壁の上流端に近接して位置し、かつ上記隔壁により区画された一方の流路を開閉する吸気制御弁と、を備えている。さらに、本発明では、上記隔壁により区画された2つの流路を上記吸気制御弁に近い位置で互いに連通させる連通路を備えている。上記連通路は、上記隔壁に開口形成することができ、あるいは、吸気制御弁と隔壁との間の間隙によってこの連通路を構成することもできる。

【0010】

本発明では、上記吸気制御弁が一方の流路を遮蔽した閉位置にあるときに、他方の流路のみを通して吸気がシリンダ側へ流れることになり、吸気弁の周囲の一方に片寄った位置から相対的に多くの吸気がシリンダ内に流れ込む。これと同時に、吸気制御弁が吸気流を絞ることによって該吸気制御弁の下流側に局所的な圧力低下が生じ、上記連通路に作用する。従って、吸気制御弁で遮蔽された一方の流路の下流側の端部と上記連通路との間で圧力差が発生し、上記端部から吸気が吸い込まれるとともに、吸気ポートの上流側へ向かって逆に流れ、かつ連通路を

通して他方の流路へと合流する。つまり、遮蔽した流路を介して吸気の一部が上流側へと還流する。そのため、吸気弁の周囲を通る吸気流の流量ないしは流速の不均衡が一層拡大し、シリンダ内のガス流動が効果的に強化される。

【 0 0 1 1 】

【発明の効果】

この発明に係る内燃機関の吸気装置によれば、吸気制御弁が遮蔽した流路を介して一部の吸気が還流することによってシリンダ内のガス流動を効果的に向上させることができ、特に、吸気制御弁による開口率を小さくせずにより強いガス流動を得ることができる。従って、通気抵抗の増加に伴うポンピングロスの増加が抑制され、またシリンダ内に流入する吸気量を多く確保できることから広範な運転領域でガス流動の強化が図れる。

【 0 0 1 2 】

【発明の実施の形態】

以下、この発明の好ましい実施の形態を図面に基づいて詳細に説明する。

【 0 0 1 3 】

図 1 および図 2 は、この発明を筒内直接噴射式火花点火内燃機関の吸気装置に適用した第 1 実施例を示しており、これは、ガス流動としてタンプルの強化を図った例である。シリンダブロック 1 に円筒状のシリンダ 2 が複数形成されているとともに、その頂部を覆うシリンダヘッド 3 に、ペントルフ型の燃焼室 4 が凹設されている。この燃焼室 4 の 2 つの傾斜面にそれぞれ開口するように、吸気ポート 5 および排気ポート 6 が形成されており、吸気ポート 5 の先端を吸気弁 7 が開閉し、かつ排気ポート 6 の先端を排気弁 8 が開閉している。ここで、吸気ポート 5 は、先端部が二股状に分岐しており、各気筒に一对設けられた吸気弁 7 がそれぞれの先端を開閉している。同様に、排気弁 8 も各気筒に一对設けられている。そして、これらの 4 つの弁に囲まれた燃焼室 4 中心部に、点火栓 9 が配置されている。なお、シリンダ 2 内に配置されたピストン 1 0 は、本発明の要部ではないので、頂面が平坦な単純形状として図示してあるが、必要に応じて成層燃焼等に適した所望の形状に構成される場合もある。

【 0 0 1 4 】

そして、図1に示すように、本実施例では、吸気ポート5をその断面で上下2つの領域に区画するように、吸気ポート5の長手方向に沿った隔壁11が設けられている。この隔壁11は、シリンダヘッド3を鋳造する際に別体の金属板を鋳込むことによって構成されており、その下流端11aができるだけ下流側つまり吸気弁7に近い位置となるように配置されている。ここで、図示例では、この隔壁11が存在する長手方向の部分で吸気ポート5がほぼ直線状をなし、これに対応して隔壁11もほぼ直線状をなしているが、必ずしもこれに限定されるものではなく、吸気ポート5が湾曲している場合には、これに沿うように湾曲した隔壁11が設けられる。

【0015】

なお、当業者には明らかなように、本明細書において吸気ポート5や吸気流等についての「上」「下」とは、シリンダ2の上下を基準とするものであり、空間上の絶対的な上下の意味ではない。また、「吸気ポート」という用語も、必ずしもシリンダヘッド3内部の部分のみを意味するのではなく、態様によっては、その上流側の一部が、シリンダヘッド3外部の他の部材、例えば吸気マニホルドの一部として構成される場合も含む。つまりシリンダヘッド3とは別の吸気マニホルド等から構成される部分を含めて「吸気ポート」と呼ぶものとする。

【0016】

上記の隔壁11が存在する部分では、吸気ポート5内が、上側の通路状部分つまり第1流路5Aと下側の通路状部分つまり第2流路5Bとに分割される。そして、下側の第2流路5Bを入口側つまり上流端で遮蔽するように、各気筒毎に吸気制御弁21が設けられている。この吸気制御弁21は、隔壁11の延長線上、特に、隔壁11の上流端11bの上流側に隣接して回転軸21aが位置し、かつこの回転軸21aに、板状をなす弁体21bの一端が支持されている。上記回転軸21aは、図示せぬアクチュエータに係合しており、タンブルを強化すべき運転条件では、弁体21bが図示の姿勢のような閉位置に制御され、第2流路5Bを遮蔽する。このとき、吸気制御弁21上流側から流れてきた吸気流を上側の第1流路5Aへ案内する方向に弁体21bが僅かに傾斜している。また吸気量が大きくなる運転条件、例えば高速高負荷域では、吸気ポート5の長手方向に沿った開

位置に制御され、第2流路5Bを開放する。この開位置では、上記弁体21bが隔壁1の上流端11b近傍部分と直線状に連続するような姿勢となり、吸気流と平行となるため、通路抵抗が最小となる。

【0017】

また、上記隔壁11の上流端11b近傍に、第1流路5Aと第2流路5Bとを互いに連通させる連通路12が開口形成されている。この連通路12は、図2に示すように、気筒列方向（吸気ポート5の長手方向と直交する方向）に沿って細長いスリット状に開口している。

【0018】

次に上記実施例の構成における作用について説明する。吸気行程において、吸気弁7が開き、かつピストン10が下降すると、吸気は、吸気弁7周囲の間隙を通して、シリンダ2内に流入する。このとき、吸気制御弁21が開位置にあれば、第1流路5Aおよび第2流路5Bの双方を通して吸気が流れ、吸気弁7の周囲の各部からほぼ均等に吸気が流れ込むので、シリンダ2内に発生するガス流動は比較的弱い。

【0019】

これに対し、吸気制御弁21が図示のような閉位置に制御されると、下側の第2流路5Bが遮蔽され、上側の第1流路5Aのみを通して吸気がシリンダ2側へ流れることになる。特に、吸気ポート5の上側の内壁面5a（以下、上側内壁面5aと記す）に沿って吸気流が偏在し、吸気ポート5の下側の内壁面5b（以下、下側内壁面5bと記す）に沿う流れは非常に少ない。そのため、吸気弁7の周囲について見たときに、吸気弁7の下側つまりシリンダ2外周に近い側の間隙20aでは、吸気の流量が少ないとともに、流速も低く、また吸気弁7の上側つまり点火栓9に近い側の間隙20bでは、吸気の流量が多いとともに、流速も高くなる。この結果、シリンダ2内には、矢印で示すように、吸気弁7側から排気弁8側を経てピストン10頂面へと向かうタンブル（いわゆる順タンブル）が生じる。そして、本実施例では、吸気制御弁21が図示のように閉位置にあると、この部分が絞り部となって吸気流が第1流路5Aのみを流れるように絞られるので、第1流路5Aにおいて、隔壁11の上流端11bよりも僅かに下流側で、局部

的な圧力低下が生じ、符号 13 として示す低圧領域が発生する。上記連通路 12 は、この低圧領域 13 に開口しているので、第 2 流路 5 B の下流側の開口端 14 との間で圧力差が生じる。そのため、上記開口端 14 が吸気取り入れ口となり、上記圧力差によって、上記開口端 14 から吸気を取り込まれるとともに、吸気ポート 5 の上流側へ向かって逆に流れ、かつ連通路 12 から第 1 流路 5 A へと合流する。つまり、第 1 流路 5 A 通過後に吸気ポート 5 の下側の領域へと拡がろうとした吸気が第 2 流路 5 B を通して上流側へ還流し、上側の第 1 流路 5 A へと戻されることになる。そのため、吸気弁 7 の下側の間隙 20 a を通る吸気流がより少なくなると同時に、上側の間隙 20 b を通る吸気流がより多くなり、シリンダ 2 内のタンブルがより強く得られる。特に、下側の間隙 20 a を通る吸気流は、シリンダ 2 内のタンブルを弱めるように作用するのであるが、上記実施例では、上側の間隙 20 b を通る流れによりタンブルが強められるのみならず、このタンブルを弱めるように作用する下側の間隙 20 a を通る流れが抑制されることから、非常に効果的にタンブルが強化される。

【0020】

なお、上記実施例では、吸気ポート 5 を隔壁 11 により上下に分割してタンブル（縦渦）の強化を図っているが、隔壁 11 を配置する方向を適宜に設定することにより、スワール（横渦）の強化や、スワールとタンブルとを合成した方向の旋回流の強化を図ることも可能である。

【0021】

次に、図 3 および図 4 は、上記の第 1 実施例の一部を変更した第 2 実施例を示している。なお、前述した第 1 実施例と基本的に同一の箇所には同一符号を付し、重複する説明は省略する。

【0022】

この第 2 実施例では、吸気制御弁 21 の回転軸 21 a は、隔壁 11 の延長線上で、かつ隔壁 11 の上流端 11 b から僅かに離れて位置している。そして、弁体 21 b は、下側の第 2 流路 5 B を遮蔽する部分に加えて、回転軸 21 a を挟んで反対側に延びた延長部 21 d を有している。この延長部 21 d の回転軸 21 a からの突出量は、隔壁 11 の上流端 11 b と回転軸 21 a との間の距離にほぼ等し

い。従って、弁体 21b が隔壁 11 の上流端 11b 部分と直線状に整列した開位置にあるときに、上記延長部 21d が、上記上流端 11b と上記回転軸 21a との間の間隙を埋めるような形となり、殆ど隙間なく隔壁 11 と弁体 21b とが連続するようになっている。また、この実施例では、隔壁 11 には、前述したスリット状の連通路は形成されていない。

【0023】

上記のように構成された第 2 実施例においては、吸気制御弁 21 の弁体 21b が図示するように下側の第 2 流路 5B を遮蔽した閉位置にあるときに、隔壁 11 の上流端 11b と回転軸 21a との間の間隙が連通路 12 として開放される。この間隙からなる連通路 12 は、やはり、弁体 21b の下流に発生する低圧領域 13 に臨んだものとなるので、前述した第 1 実施例と同様に、下側の第 2 流路 5B において下流の開口端 14 から上流側の連通路 12 へと吸気の一部が還流する。特に、この実施例では、図示の閉位置において、弁体 21b の延長部 21d が隔壁 11 よりも上方つまり第 1 流路 5A 側に突出しているため、その背面側でより効果的に低圧領域 13 が発達し、連通路 12 を通した吸気の還流が確実に行われる。なお、第 1 実施例と同じく、第 2 流路 5B を遮蔽した閉位置では、吸気制御弁 21 上流側から流れてきた吸気流を上側の第 1 流路 5A へ案内する方向に弁体 21b が僅かに傾斜している。

【0024】

また、高速高負荷域などで吸気制御弁 21 が開位置となったときには、前述のように弁体 21b と隔壁 11 とが直線状に整列することで吸気抵抗の増加が回避されるとともに、延長部 21d によって連通路 12 が実質的に閉塞されるため、吸気流の乱れが抑制される。なお、延長部 21d の長さが上記の間隙の寸法よりも短くても、吸気制御弁 21 の開位置において、間隙が部分的に狭められる形となる。

【0025】

次に、上記第 2 実施例の構成を代表例として、本発明のより具体的な作用効果を説明する。図 5 は、第 2 実施例の吸気装置における実際の吸気の流れを解析したものであり、各部の流れの速さおよび方向を、微細なベクトルつまり矢印でも

って示している。矢印の粗密は、流量を示し、矢印が密に集まっている部位は、流量が大であることを意味する。また、図6は、比較例として、連通路12となる間隙を閉塞したものの吸気の流れを同様に示している。つまり、図6の構成は、単に隔壁11と吸気制御弁21とで吸気流を偏在させるようにした従来技術に相当する。なお、両者とも吸気制御弁21の開口率は同一（約20%）である。

【0026】

これらの図を対比すれば明らかなように、比較例である図6のものでは、上側の第1流路5Aを通過した吸気流は、隔壁11の下流端11aよりも下流で下方へも拡散していくので、吸気弁7の下側の間隙20aを通る吸気流が少なからず存在する。なお、隔壁11の下側の第2流路5Bでは殆ど流れが見られず、淀んだ状態となる。これに対し、本発明を示す図5では、吸気弁7寄りの下側領域から下側の第2流路5Bを通して吸気が還流し、この結果、吸気弁7の下側の間隙20aを通る吸気流が極端に減少する。また、これに伴って上側の間隙20bを通る吸気流が増加する。従って、効果的にタンブルを強化できる。

【0027】

図7は、図5の実施例と図6の比較例とについて、吸気弁7の周囲の各部を通る吸気流量を解析した結果を示す。つまり、吸気弁7の周囲360°をA～Hに8分割し、それぞれの45°の範囲での流量をプロットしたものである。ここで、B～Cが前述した下側の間隙20aに相当し、F～Gが上側の間隙20bに相当する。図示するように、破線で示す比較例の特性に比べて、実線で示す実施例の特性は、B～Cの範囲で流量がより少なくなり、F～Gの範囲で流量がより多くなる。

【0028】

また図8は、実際にシリンダ2内に形成されるタンブルの強さを示すタンブル比を、解析により求めた結果を示す。破線が図6の比較例の特性であり、実線が図5の実施例の特性である。図示するように、本発明によれば、同一の開口率の下で、より大きなタンブル比を得ることができる。

【0029】

また、図9は、シリンダ2内と吸気制御弁21上流側との圧力差を一定に与え

た状態で、バルブリフトに伴ってシリンダ 2 内に生じるタンブルのタンブル比を測定したもので、やはり、破線が図 6 の比較例の特性を、実線が図 5 の実施例の特性を、それぞれ示す。このような評価においても、本発明によって、タンブルの強化がなされていることが明らかである。

【0030】

図 10 は、図 5 もしくは図 6 のように隔壁 11 と吸気制御弁 21 とを用いた吸気装置におけるタンブルの強さと吸入空気量との関係を示している。なお、ここでは、タンブルの強さを、吸気行程中のタンブル比の最大値でもって表している。一般に、タンブルが弱いと燃焼が遅く不安定となる傾向があり、タンブルが強いと燃焼が速く安定となる。図の実線で示す特性は、図 6 の比較例の場合の関係を示しており、開口率を小さく設定するほどタンブルが強くなるものの吸入空気量が少なくなり、逆に、開口率を大きく設定するほど吸入空気量が多く得られるもののタンブルが弱くなる、という相関関係がある。吸入空気量が少なくなることは、タンブルの生成が可能な運転領域（つまり吸気制御弁 21 を閉じることができる運転領域）が狭いことを意味し、吸入空気量が多いことは、逆にその運転領域が広いことを意味する。本発明（例えば図 5 の構成）によれば、破線で示すような領域に、タンブル強さと吸入空気量との相関を得ることができる。つまり、同一のタンブル強さであれば、吸入空気量をより大きく確保でき、また同一の吸入空気量（開口率）であれば、タンブルをより強く得ることができる。

【0031】

次に、図 11 は、この発明の第 3 実施例を示している。この実施例では、上側の第 1 流路 5A の通路断面積が下側の第 2 流路 5B の通路断面積よりも大きくなるように、隔壁 11 の位置が吸気ポート 5 の下側寄りに設定されている。そして、隔壁 11 の上流側に位置する吸気制御弁 21 は、前述した第 2 実施例と同様に、その回転軸 21a が、隔壁 11 の延長線上で、かつ隔壁 11 の上流端 11b から僅かに離れて位置しており、両者間の間隙によって、閉位置で連通路 12 を構成するようになっている。そして、弁体 21b は、下側の第 2 流路 5B を遮蔽する部分に加えて、回転軸 21a を挟んで反対側に延びた延長部 21d を有しており、この延長部 21d が、弁体 21b の閉位置において隔壁 11 よりも上方に突

出するとともに、弁体 21b の開位置（破線で示す）において、上記上流端 11b と上記回転軸 21a との間の間隙を遮蔽するようになっている。

【0032】

この実施例では、吸気制御弁 21 によって下側の第 2 流路 5B を遮蔽したときの開口率が比較的大きく設定されており、従って、より広い運転領域で吸気制御弁 21 を閉じてタンブルを生成することが可能である。

【0033】

次に、図 12 は、この発明の第 4 実施例を示している。この実施例では、隔壁 11 の位置が、上記第 3 実施例と同様に吸気ポート 5 の下側に片寄った位置に設定されているとともに、吸気制御弁 21 の回転軸 21a が、吸気ポート 5 の下側内壁面 5b に沿った位置に設けられている。つまり、板状の弁体 21b の一端部が上記回転軸 21a に取り付けられており、該回転軸 21a を中心として、所定角度、回転するようになっている。そして、図示する閉位置では、弁体 21b が吸気ポート 5 内に起立して、吸気ポート 5 の下側の第 2 流路 5B を遮蔽するとともに、その先端部が隔壁 11 よりも上側へ突出する。また、この閉位置で、弁体 21b は隔壁 11 の上流端 11b から離れており、両者間に連通路 12 が構成される。そのため、やはり弁体 21b 先端部の下流側に、低圧領域 13 が発生し、下側の第 2 流路 5B を介して下流の開口端 14 から連通路 12 へと吸気が還流する。従って、前述した各実施例と同様に、シリンダ 2 内のタンブルが強化される。なお、図示の閉位置では、やはり上流側から流れてきた吸気流を上側内壁面 5a に向かって案内する方向に弁体 21b が傾斜している。そして、弁体 21b が下流側に回転した開位置では、吸気ポート 5 内の流れを妨げないように弁体 21b が下側内壁面 5b に沿って位置し、下側の第 2 流路 5B を開放する。

【0034】

また、この第 4 実施例では、特に、回転軸 21a とともに回転する弁体 21b の先端縁に、内側に折れ曲がった折曲部 21c をさらに備えている。この折曲部 21c は、弁体 21b が図示のように閉位置にあるときに、吸気ポート 5 の下流側へ向かって延びた形となるように、その折曲角度が設定されている。従って、吸気ポート 5 の上側の領域を通る吸気流が弁体 21b の背面に回り込むことが抑

制され、低圧領域 13 がより下流側の位置まで発達する。なお、上記折曲部 21c は、弁体 21b が開位置に回転したときには、破線で示すように、弁体 21b とともに吸気ポート 5 の下側内壁面 5b に設けられた凹部 22 内に収容されるので、吸気ポート 5 内の流れを阻害することがない。

【図面の簡単な説明】

【図 1】

この発明に係る吸気装置の第 1 実施例を示す断面図。

【図 2】

この第 1 実施例の吸気装置を上方から見た平面図。

【図 3】

第 2 実施例を示す断面図。

【図 4】

この第 2 実施例の吸気装置を上方から見た平面図。

【図 5】

この第 2 実施例の吸気装置における吸気の流れを示す説明図。

【図 6】

比較例の吸気装置における吸気の流れを示す説明図。

【図 7】

吸気弁の周囲を通る吸気流の分布を実施例と比較例とで対比して示す特性図。

【図 8】

シリンダ内のタンブル比を実施例と比較例とで対比して示す特性図。

【図 9】

バルブリフトに伴うタンブル比の特性を実施例と比較例とで対比して示す特性図。

【図 10】

タンブルの強さと吸入空気量との関係を示す特性図。

【図 11】

第 3 実施例を示す断面図。

【図 12】

第 4 実施例を示す断面図。

【符号の説明】

5 … 吸気ポート

7 … 吸気弁

1 1 … 隔壁

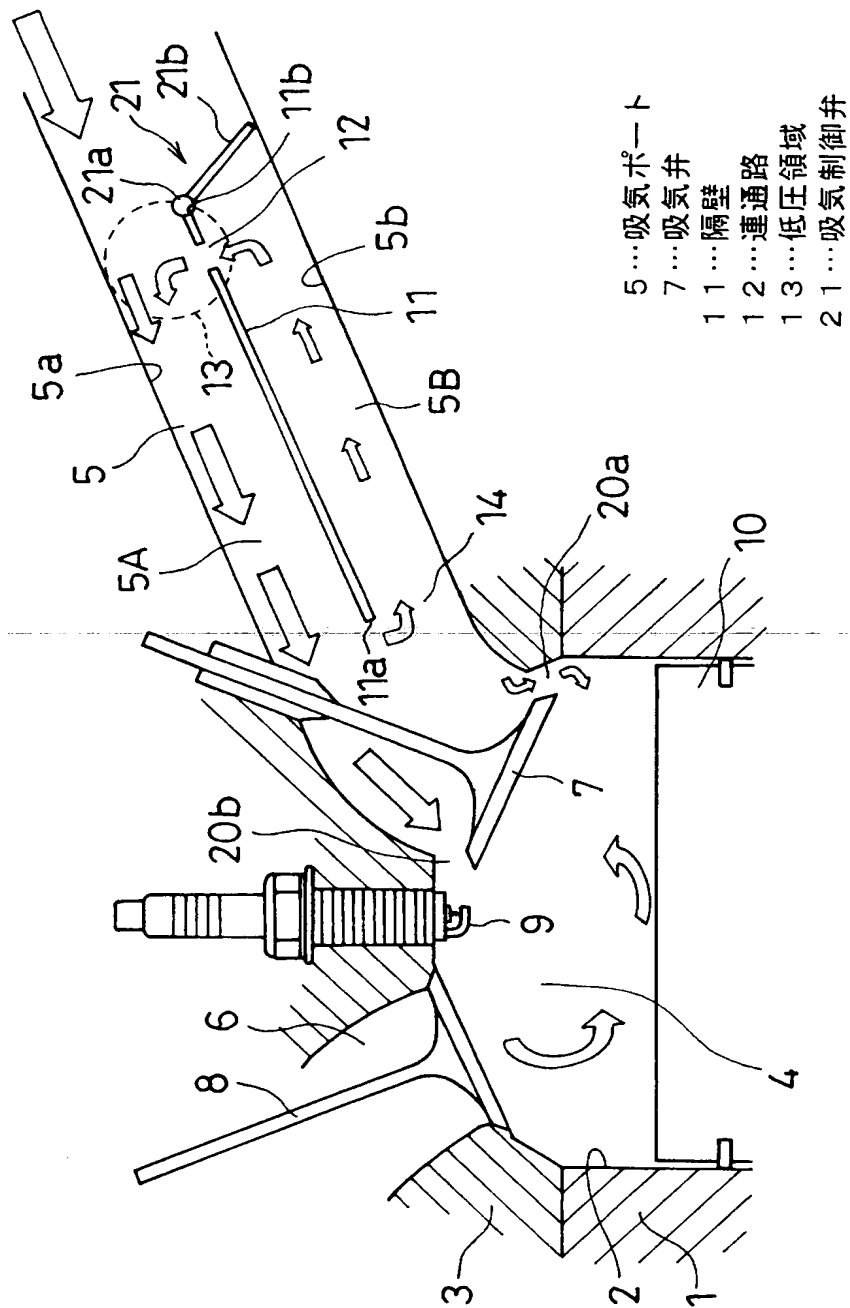
1 2 … 連通路

1 3 … 低圧領域

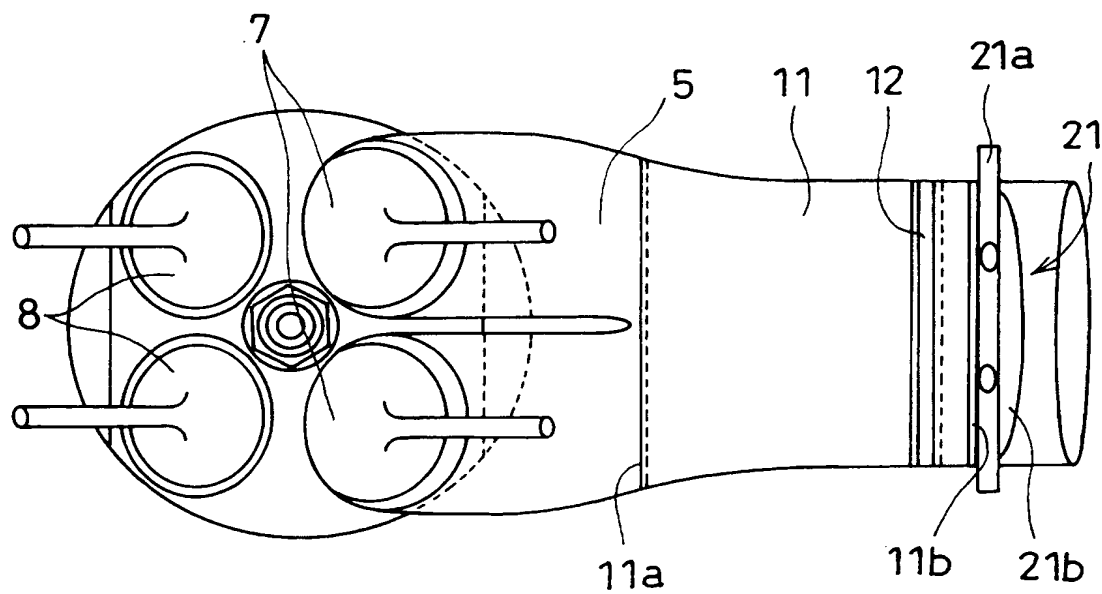
2 1 … 吸気制御弁

【書類名】 図面

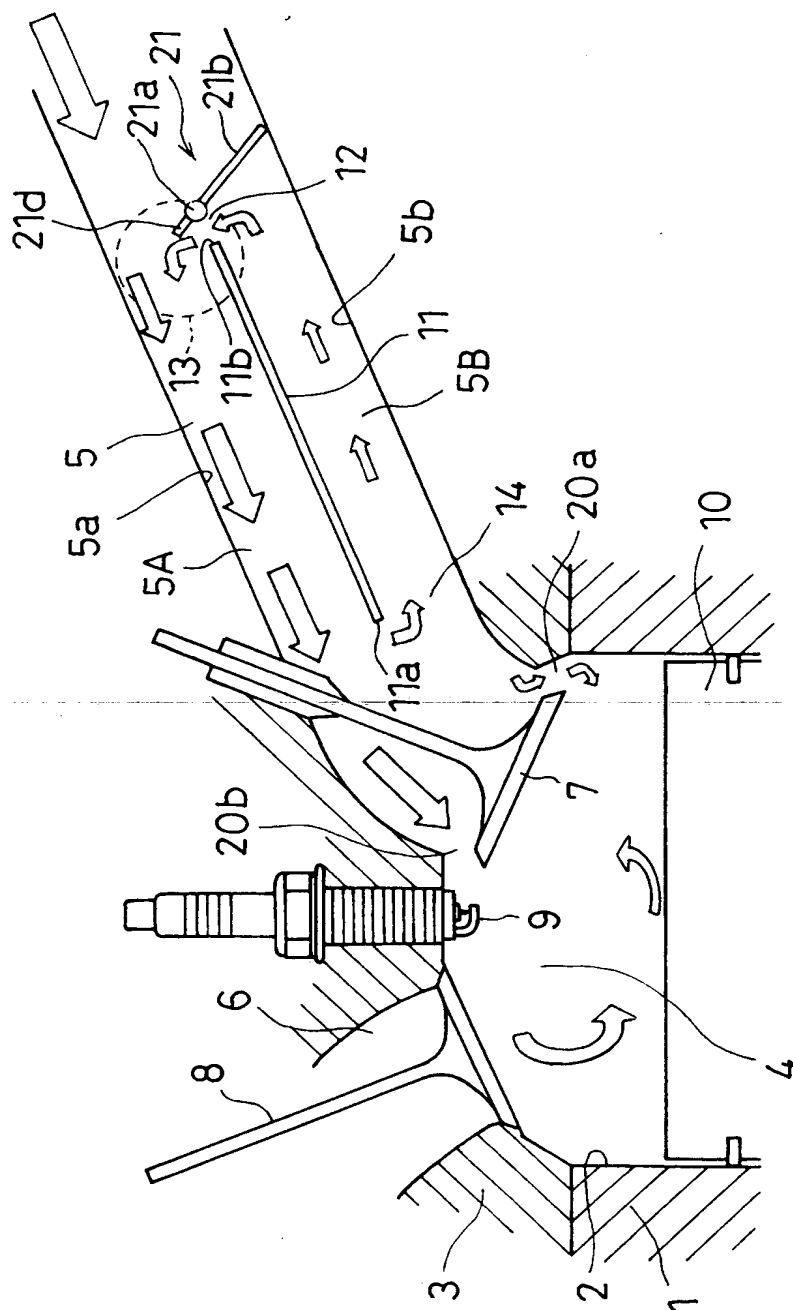
【図 1】



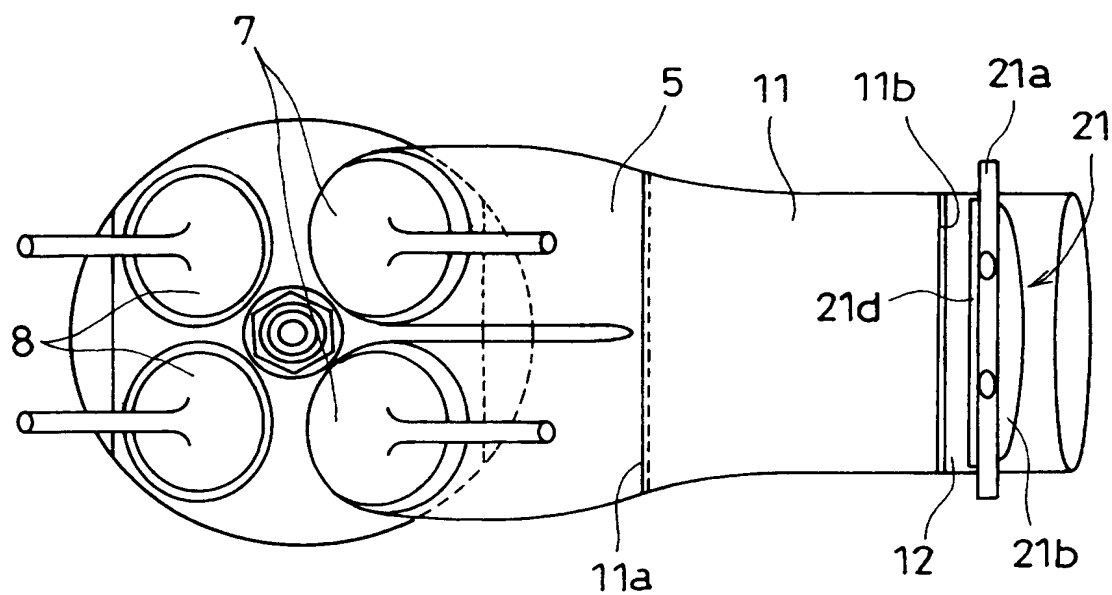
【図 2】



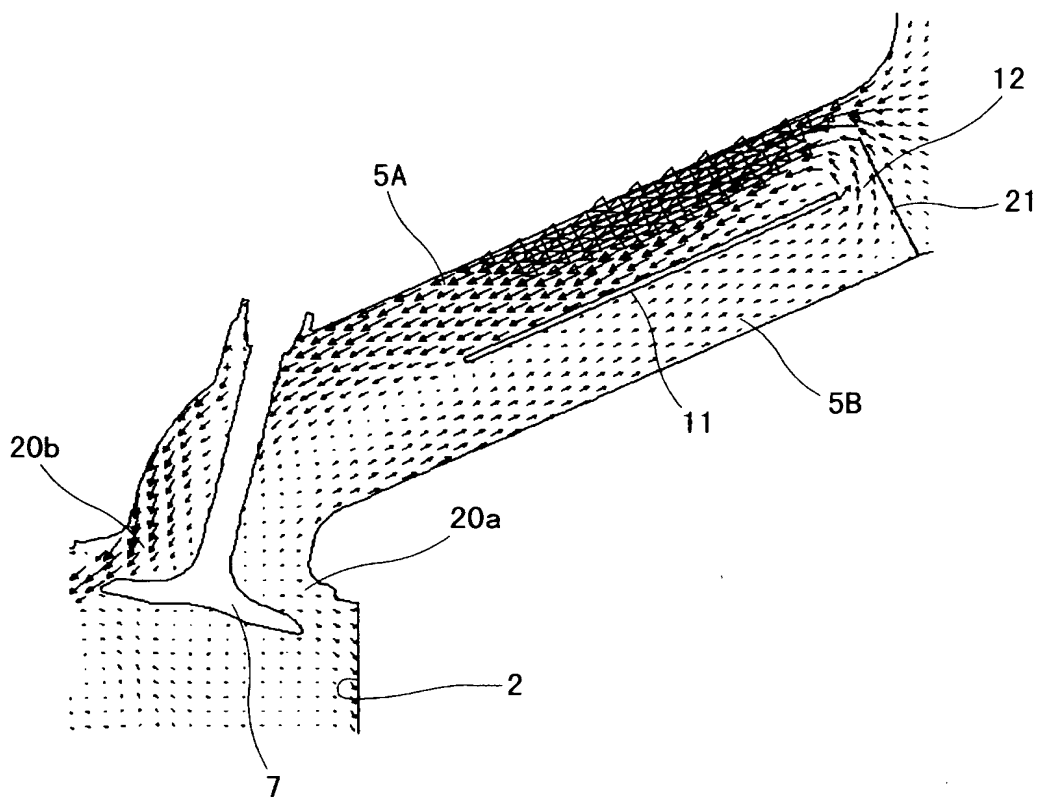
【図 3】



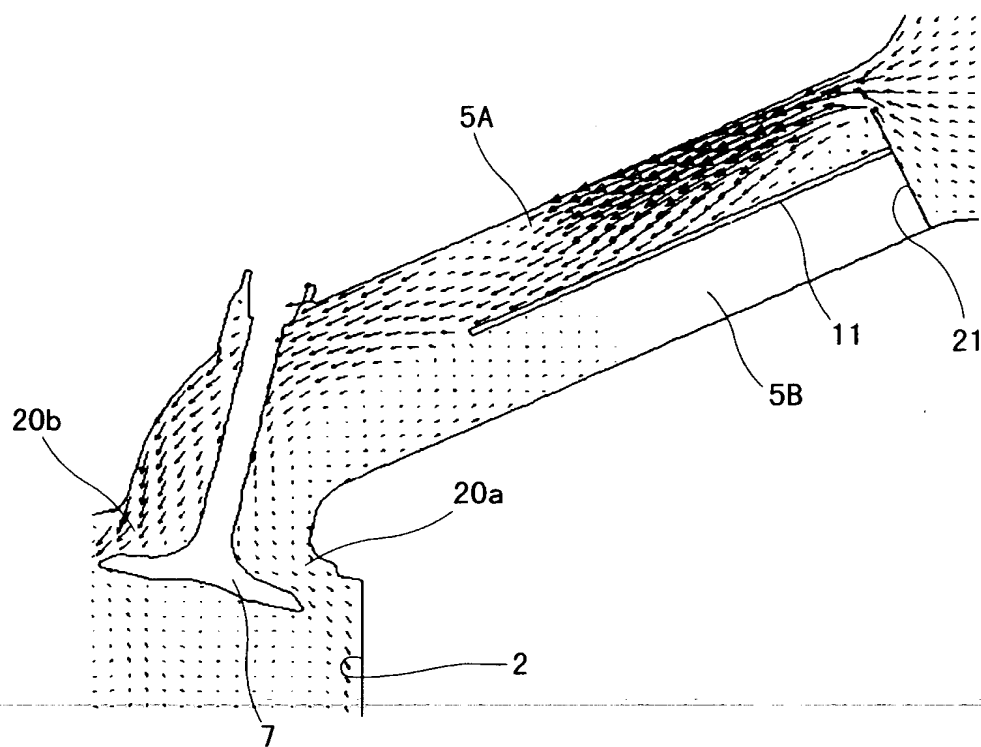
【図 4】



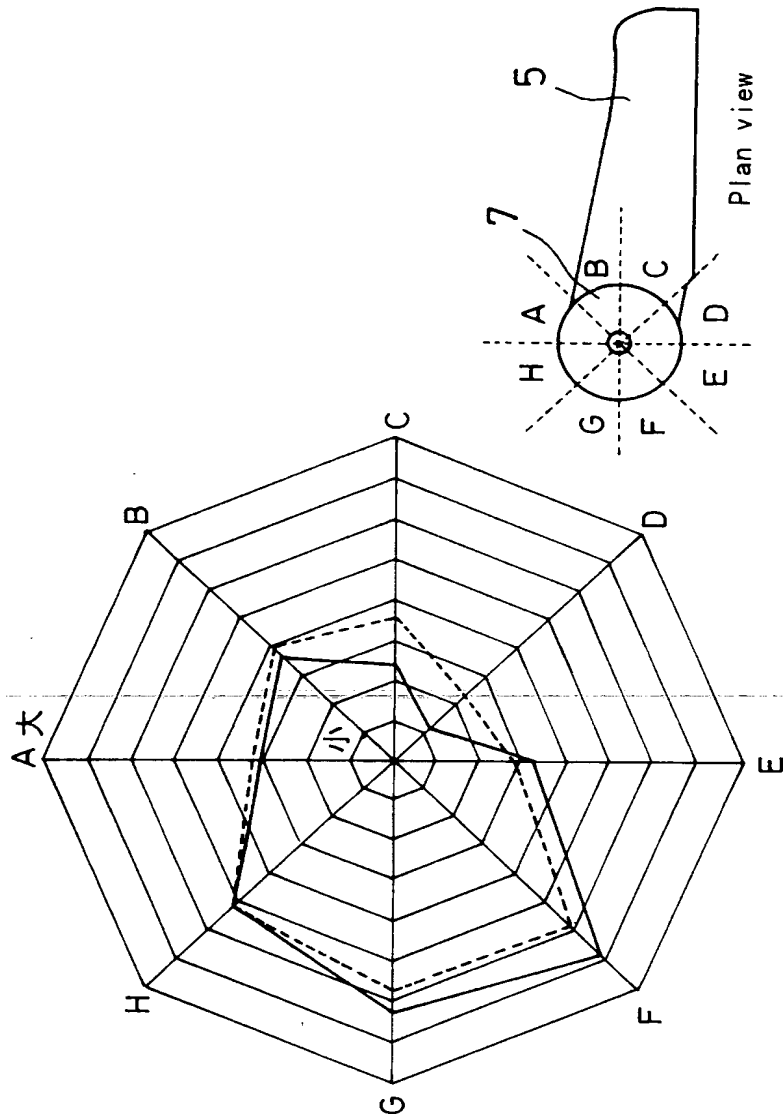
【図 5】



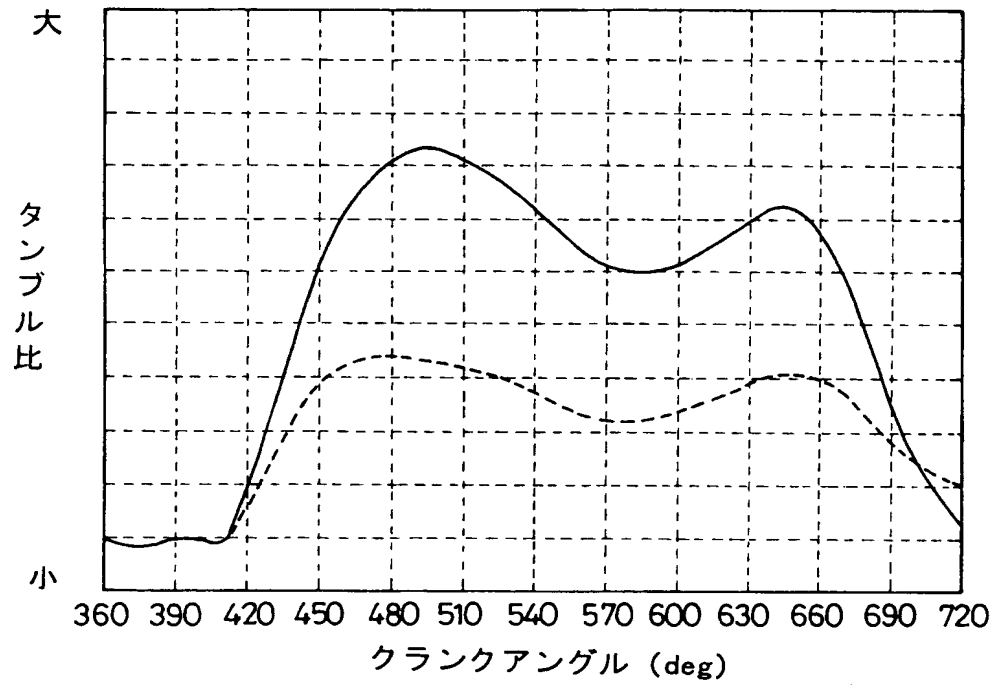
【図 6】



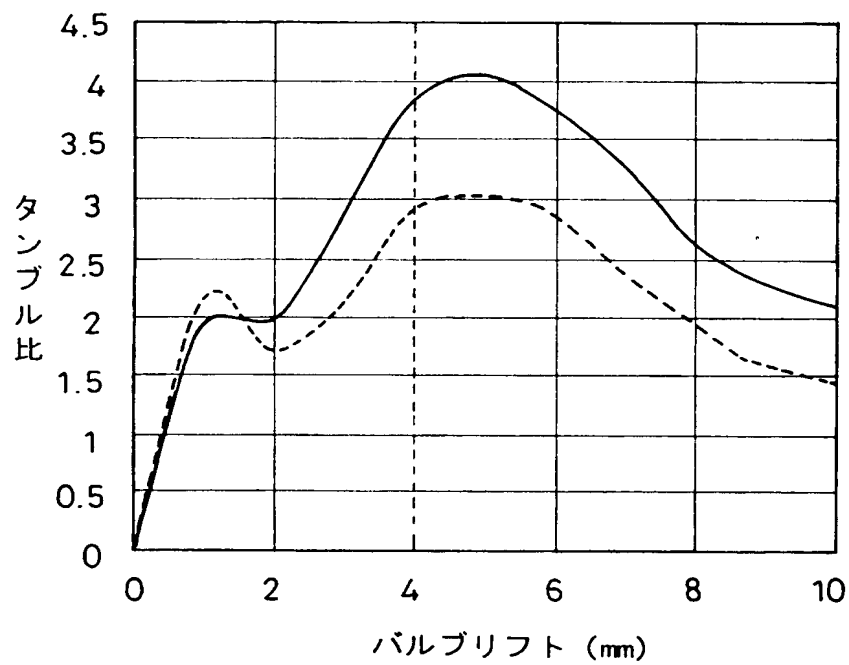
【図 7】



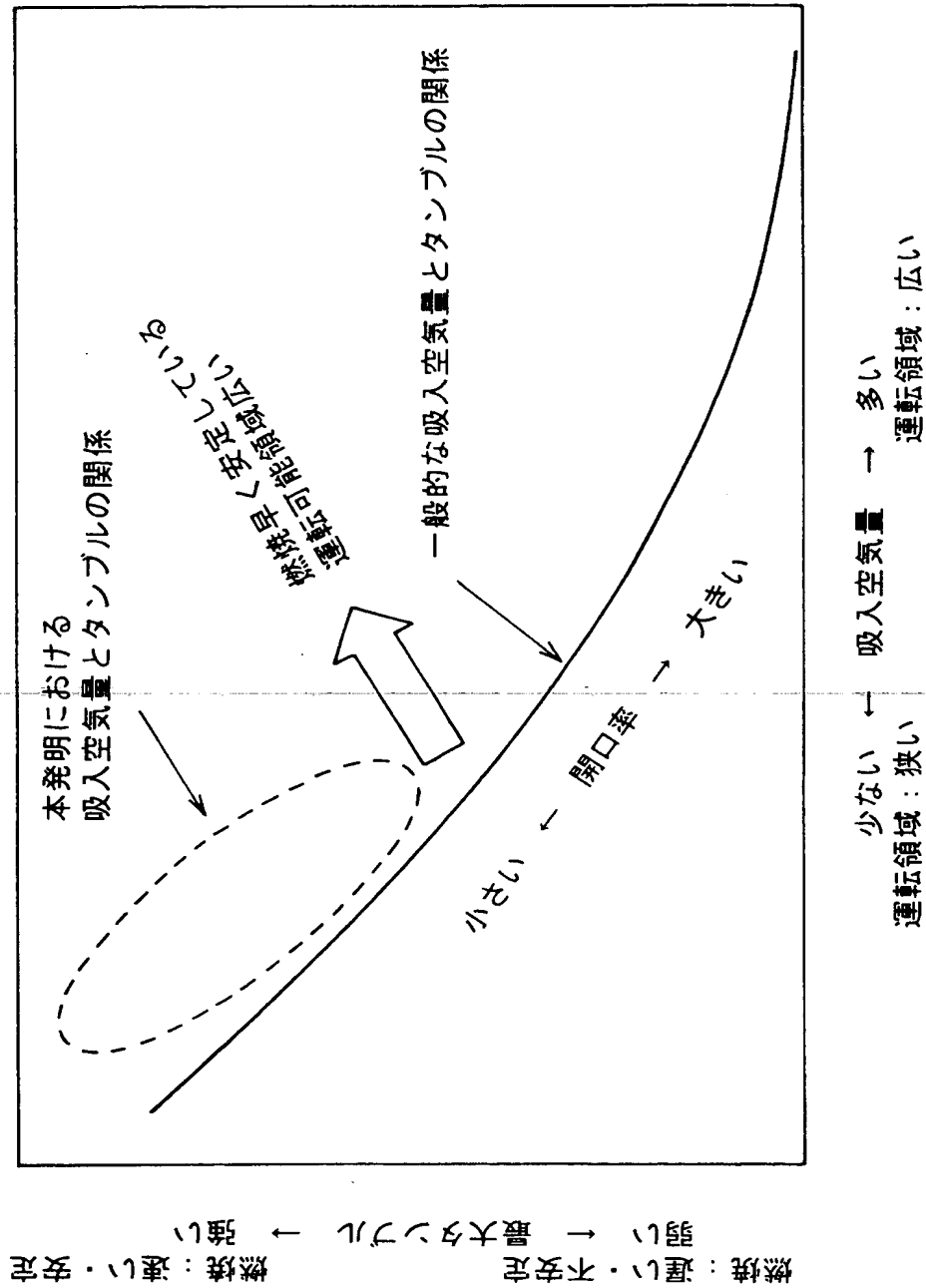
【図 8】



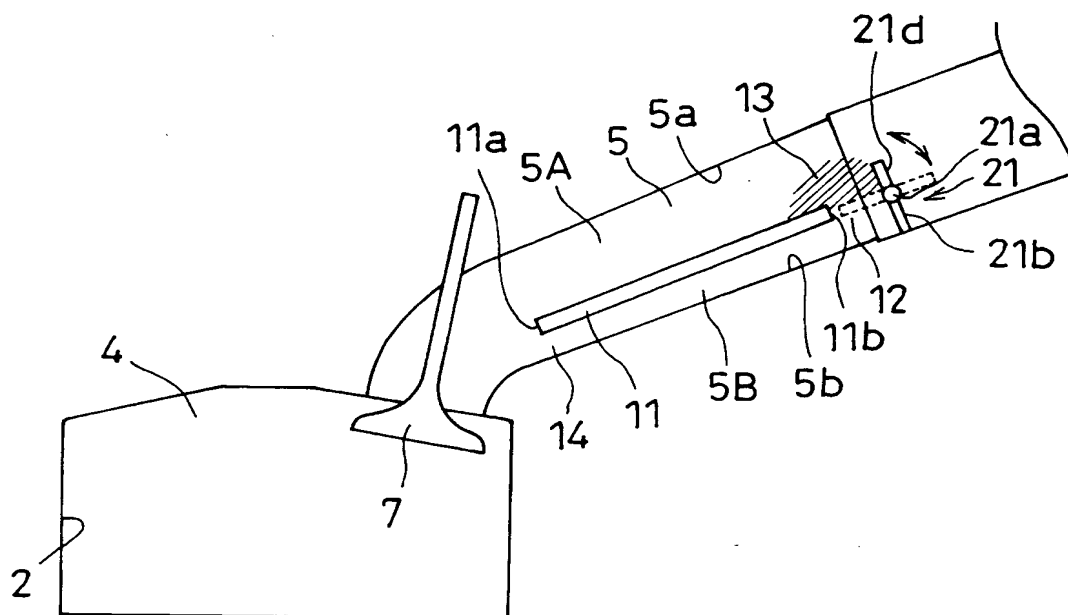
【図 9】



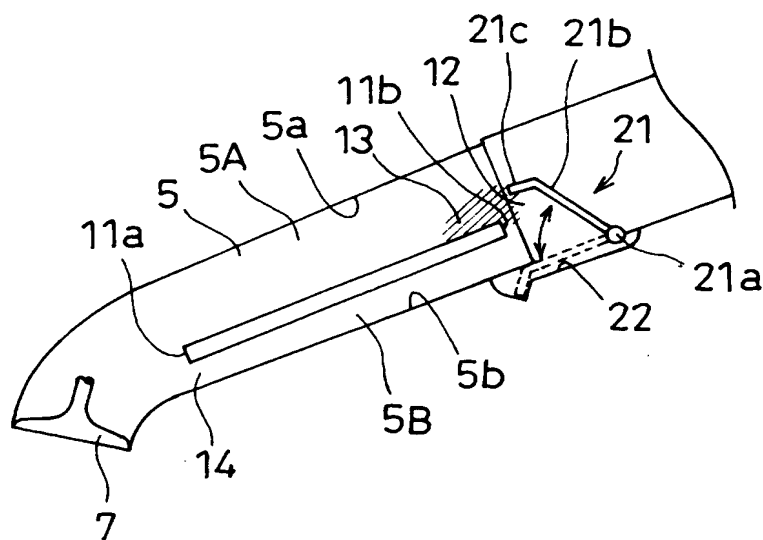
【図 10】



【図 11】



【図 12】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 吸気ポート 5 の開口率を過度に小さくすることなく、シリンダ 2 内のタンブルを強化する。

【解決手段】 吸気ポート 5 内に長手方向に沿った隔壁 11 が設けられ、上側の第 1 流路 5 A と下側の第 2 流路 5 B とに区画される。隔壁 11 の上流側に吸気制御弁 21 が設けられており、この吸気制御弁 21 のすぐ下流側に発生する局所的な低圧領域 13 に臨むように、隔壁 11 にスリット状に連通路 12 が開口形成される。吸気制御弁 21 を閉位置とすると、吸气流が上側の第 1 流路 5 A のみに絞られると同時に、低圧領域 13 による圧力差によって、第 2 流路 5 B の下流端 14 から吸気を取り込まれ、第 2 流路 5 B を上流側へ流れて、連通路 12 から第 1 流路 5 A へと還流する。そのため、吸気弁 7 の下側の間隙 20 a を通る流量が減少し、上側の間隙 20 b を通る流量が増大して、タンブルがより強化される。

【選択図】 図 1

特願 2 0 0 2 - 2 9 0 7 5 0

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[0 0 0 0 0 3 9 9 7]

1 . 変更年月日

1 9 9 0 年 8 月 3 1 日

[変更理由]

新規登録

住 所

神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地

氏 名

日産自動車株式会社
